

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Vysokotlaká čerpadla na vodu

High pressure pump for water

Student:

Jakub Glinz

Vedoucí bakalářské práce:

Dr. Ing. Miroslav Bova

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Glinz**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení**
Téma: **Vysokotlaká čerpadla na vodu
High Pressure Pump for Water**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte teoretický rozbor činnosti a funkce čerpadla.
2. Proveďte potřebné silové výpočty zařízení.
3. Nakreslete výrobní dokumentaci vysokotlakého čerpadla.
4. Vypracujte návod na obsluhu.

Seznam doporučené odborné literatury:

SIVÁK, V. Projektování hydraulických systémů. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990. 331 s. ISBN 80-7078-037-1.
PIVOŇKA, J. a kol. Tekutinové mechanismy. Praha: SNTL, 1987. 623 s.
Firemní podklady firem Sigmat, Interpump, Pratissoli.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Miroslav Bova**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé práce Dr. Ing. Miroslavu Bovovi za ochotný přístup, odborné rady a cenné připomínky, které mi byly při zpracování této práce velmi nápomocny.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Kravařích: 23. 5. 2011

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Kravařích: 23. 5. 2011

.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jakub Glinz

Adresa trvalého pobytu autora práce: Nábřeží 63/893, Kravaře, 747 21, Česká republika

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Glinz, J. *Vysokotlaké čerpadla na vodu*

Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení – 338 VŠB-TU, 2011, 51s.

Vedoucí bakalářské práce: Dr.Ing. Miroslav Bova.

Cílem bakalářské práce je navrhnout vysokotlaké čerpadlo pro zkoušení ocelových bezešvých tlakových láhví. Pracovním médiem je voda. Konstrukce čerpadla musí být taková, aby bylo čerpadlo schopné vyvinout vysoký tlak. V úvahu připadá použití pístových, hydrostatických čerpadel. Byl proveden teoretický rozbor činnosti čerpadla a základní technické výpočty a návrhy. Výsledkem je výrobní dokumentace k výrobě prototypu.

KLÍČOVÁ SLOVA

- vysokotlaké
- čerpadlo
- na vodu

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

Glinz, J. *High pressure pump for water*

Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2011, 51p. Thesis head: Dr.Ing. Miroslav Bova.

The aim of the thesis is to design a high pressure pump for the testing of seamless steel cylinders. The working media is water. The pump must be designed in such a way that the pump is able to develop high pressure. Into consideration can be taken the case of application piston, hydrostatic pumps. The theoretical analysis of operation was performed the case of the pump and led to basic engineering calculations and designs. The result is the production documentation for the production of prototype.

KEYWORDS

- high - pressure
- pump
- for water

OBSAH

Seznam použitých značek a symbolů:	8
1 Úvod.....	11
2 Přehled současného stavu řešené problematiky	12
2.1 Rozdělení čerpadel	12
2.2 Hydrostatická čerpadla	12
2.2.1 Zubové hydrogenerátory	13
2.2.2 Lamelová čerpadla	15
2.2.3 Vřetenová čerpadla.....	15
2.2.4 Čerpadla s kmitavým pohybem.....	16
2.2.5 Porovnání hydrostatických čerpadel	22
2.3 Hydrodynamická čerpadla.....	23
2.3.1 Radiální čerpadla (odstředivá)	24
2.3.2 Diagonální čerpadla (šroubová)	25
2.3.3 Hydrodynamická čerpadla axiální (vrtulová).....	25
3 Vlastnosti vody.....	27
4 Výpočet zařízení.....	29
4.1 Určení síly v jednom pístu	29
4.2 Výpočet amplitudy průtoku pro požadovaný průměr. průtok:	29
4.3 Volba elektromotoru	30
4.4 Výpočet excentricity	30
4.5 Kinematika pohybu pístu	31
4.6 Výpočet hřídele:	31
4.7 Výpočet per	34
4.8 Výpočet čepu:.....	36
4.9 Výpočet ložisek:	37
4.10 Kontrola délek závitů:	38
4.11 Výpočet přípojných šroubů čerpadla.....	39
4.12 Otláčení klouzátko – vačka	43
4.13 Výpočet pružiny	43
5 Návod na obsluhu:.....	45
5.1 Instalace:.....	45

5.2	Uvedení do provozu, odvzdušnění:.....	45
6	Závěr:	47
7	Seznam použitých pramenů	49
8	Seznam příloh.....	51

Seznam použitých značek a symbolů:

Značka	Název - Význam	Jednotka
C	dynamická únosnost ložiska	N
C ₀	statická únosnost ložiska	N
D	rozteč děr	m
F	potřebná síla pro vyvození tlaku	N
F _{t min}	potřebná třecí síla	N
F ₀	osová síla ve šroubu	N
F ₂	síla působící na náboj	N
F _C	ekvivalentní dynamické zatížení	N
F _{CO}	ekvivalentní statické zatížení	N
F _R	max. radiální síla v ložisku	N
F _{RA}	reakce ložiska "a"	N
F _{RB}	reakce ložiska "b"	N
M _K	kroutící moment na hřídeli	Nm
M _m	moment tření mezi maticí a podložkou	Nm
M _{O MAX}	maximální ohybový moment	Nm
M _{O MAX}	maximální ohybový moment	Nm
M _{O RED}	redukovaný ohybový moment	Nm
M _U	utahovací moment	Nm
M _Z	moment tření v závitech	Nm
L _h	životnost ložiska	hod
P	příkon - mechanický výkon	W
P	stoupání závitu	m
P _H	hydraulický výkon	W
Q	průměrný průtok	m ³ s ⁻¹
Q _A	amplitudový průtok	m ³ s ⁻¹
R _e	mez kluzu v tahu	Pa
Re _{10.9}	mez kluzu šroubu pevnosti 10.9	Pa
S	účinná plocha plunžru	m ²
S _O	součinitel bezpečnosti pro statické únosnosti	-
V _g	geometrický objem	m ³
W _K	kvadratický modul průřezu v krutu	m ³

W_O	kvadratický modul průřezu v ohybu	m^3
a	zrychlení	$m.s^{-2}$
a	rameno (střed ložiska÷osa pístu)	m
a	délka jedné ze dvou "nožek"	m
b	šířka drážky v pístu	m
b	šířka pera	m
d	průměr plunžru	m
d	nejmenší dovolený průměr čepu	m
d	průměr čepu	m
d	velký průměr závitu	m
d'	průřezový průměr	m
d_1	výsledný průměr	m
$d_{10\ min}$	vnitřní průměr podložky 10 dle ČSN 02 1702	m
d_2	střední průměr závitu	m
d_3	malý průměr závitu	m
d_{MIN}	min průměr pro konec hřídele	m
e	potřebná excentricita	m
f	koeficient tření	-
g	gravitační zrychlení	$m.s^{-2}$
h	sací výška	m
h	výška pera	m
h	výška pera	m
h	výška profilu závitu	m
h	délka závitu	m
i	písty	-
k	bezpečnost	-
k_S	bezpečnost šroubového spojení	-
l	osová vzdálenost ložisek	m
l	délka pera	m
l'	skutečná výpočtová délka	m
l'_{min}	min délka pera	m
n	otáčky	s^{-1}
p	požadovaný tlak	Pa
p_1	tlak v sání	Pa
p_1	otlačení nožiček pístu	Pa

p_2	otlačení kluzátka	Pa
p_D	dovolené otlačení	Pa
s	posunutí	m
s_{10}	otvor klíče pro matici m10,	m
t	drážka v hřídeli	m
t_1	hl. drážky v náboji	m
v	rychlost	m.s^{-1}
z	počet závitů	-
z'	předběžný počet závitů	-
ϕ	úhel natočení	°
ϕ'	třecí úhel závitu	°
γ	úhel stoupání závitu	°
η_{M-H}	účinnost celková	-
π	ludolphovo číslo	-
ρ	hustota vody	kg.m^{-3}
$\sigma_{\text{dov } 10.9}$	dovolené redukované napětí	Pa
σ_O	napětí v ohybu	Pa
$\sigma_{O \text{ red}}$	redukované napětí	Pa
σ_{OD}	dovolené namáhání v ohybu	Pa
σ_t	tahové napětí ve šroubu	Pa
τ	namáhání hřídele na krut	Pa
τ_D	dovolené namáhání v krutu	Pa
τ_K	namáhání šroubu krutem	Pa
τ_S	střihové napětí	Pa
ω	úhlová rychlost	rad s^{-1}

1 Úvod

Čerpadla jsou hned po elektrických motorech druhým nejběžnějším strojem na světě a z hlediska rozměrů se jedná o vůbec největší stroje, jaké kdy byly postaveny. Tudiž i v oboru hydraulických strojů tvoří čerpadla nejpočetnější skupinu. Dají se pohánět snad jakýmkoli druhem pohonu (motoru), který byl kdy vynalezen.

Prvotním účelem čerpadel byla doprava kapalin (zejména vody) a případy tohoto použití čerpadel sahají do starověku. První čerpadlo na způsob vědra, doprava pomocí svalů (lidských či zvířecích). Největší rozvoj nastal počátkem 19 století, kdy se horníci dostávali v podzemí do nebývalých hloubek, tudíž hrozilo permanentní zatopení vodou, a proto bylo třeba dopravit vodu z dolů pryč. Další příčinou rozmachu bylo, že s rostoucím počtem obyvatel planety bylo potřeba zajistit pitnou vodu pro všechny, a taktéž zdravotně nezávadnou (převážně ve viktoriánském období, kdy propukaly vlny moru).

V dnešní době je čerpadlo součástí téměř každého stroje (mazání, chlazení) a funkčně primární význam jak při velmi malých výkonech (umělé srdce – výkon několik W), tak při největších výkonech (přečerpací vodní centrály – výkon desítky MW) [3]. Všeobecně se dá o čerpadlu povědět, že je to prvek, ve kterém dochází k přeměně mechanické energie na energii tlakovou.

Rozsah médií, které se dají čerpat má spektrum od čistých neagresivních kapalin (voda, zemní oleje, mléko apod.) přes hydrosměsi (hydraulická doprava uhlí, strusky, písku), kyseliny až k tekutým kovům (vstřikovací lis, sodík – v primárních okruzích jaderných elektráren) [3].

Významné postavení zauímají čerpadla v hydraulických mechanismech při přenosu energie hydraulickou cestou, kde plní funkci generátorů hydraulického proudu (analogie s elektrickými obvody). Pracovním médiem bývá v těchto případech nejčastěji olej. V neposlední řadě nabývají hydraulické mechanismy (převody) v poslední době velkého významu při mechanizaci funkcí různých strojů a zařízení [3].

2 Přehled současného stavu řešené problematiky

2.1 Rozdělení čerpadel

Veškeré stroje a přístroje dopravující kapalinu dále uvedenými způsoby se nazývají čerpadla a rozdělujeme je podle několika hledisek [9]:

I. Podle způsobu pohonu jsou čerpadla:

- a) *ruční* (s ručním pohonem),
- b) *strojní* (poháněná hnacím strojem),
- c) *s jiným pohonem* (např. poháněná tlakovým vzduchem).

II. Podle polohy hnacího hřídele:

- a) *horizontální* (vodorovná),
- b) *diagonální* (šikmá),
- c) *vertikální* (svislá).

III. Podle způsobu dopravy kapaliny [2]:

- a) *hydrodynamická čerpadla* – „lopatková“ s nepřímou přeměnou mechanické práce v potenciální energii. Patří sem veškerá čerpadla odstředivá a jim podobná;
- b) *hydrostatická čerpadla* – „objemová“ s přímou přeměnou mechanické práce v potenciální energii. Náleží sem čerpadla rotační objemová a s kmitavým pohybem;
- c) *ostatní čerpadla* – dopravující kapalinu odlišným způsobem než čerpadla předcházející (např. čerpadla proudová, plynotlaková, zdvižená, elektromagnetická apod.)

2.2 Hydrostatická čerpadla

Jsou stroje, které se používají k dopravě kapalin z níže položeného místa do výše položeného místa, nebo ke zvýšení tlaků kapaliny. U Hydrostatických čerpadel se přivedená mechanická energie mění přímo v energii tlakovou. Tato čerpadla pracují na objemovém principu, což znamená, že přeměna mechanické energie v tlakovou a opačně je

spojena s přepravením určitého objemu kapaliny hydrostatickým převodníkem ze vstupu na jeho výstup. Dopravované médium je vytlačováno z pracovního prostoru bezprostředním působením pracovního prvku. Převládající formou transformované hydraulické energie je energie potenciální, kinetickou energii lze zanedbat. Účelem je buď zvyšování polohy, nebo zvyšování tlaku kapaliny. V technické praxi převládají typy hydrostatických čerpadel, která pracují na principu přímé přeměny mechanické energie na tlakovou. Vazkost čerpaných kapalin, popř. abrazivnost, vláknitost a velikost pevných příměsí v čerpaném médiu ovlivňují tvarování průtokových částí hydrostatických čerpadel.

Měřítkem hospodárnosti provozu hydrostatických čerpadel je celková účinnost. Hydraulické ztráty jsou třecí a místní, vnikají mezi vstupním a výstupním hrdlem čerpadla. Významný je hydraulický odpor rozvodových orgánů, zahrnovaný do ztrát místních. V porovnání s hydrodynamickými čerpadly jsou ztráty třením relativně malé, takže hydraulická účinnost u hydraulických jednotek je poměrně vysoká. Netěsnosti činného prostoru hydrostatických strojů, ale také dokonalost zaplnění tohoto prostoru kapalinou a vliv plynů obsažených v kapalině, jsou zahrnuty v objemové účinnosti. S rostoucím proplyněním kapaliny klesá objemová účinnost. Rozhodující jsou vnitřní průsaky kapaliny z činného prostoru. Všechny ztráty způsobené třením v pohybujících se mechanických částech stroje, např. v ucpávkách, ložiskách a pohybových mechanismech, včetně třecích ztrát způsobených pohybem pracovního cyklu v činném prostoru se zahrnují do mechanické účinnosti. Celková účinnost hydrostatických čerpadel zahrnuje výše uvedené ztráty energie [9].

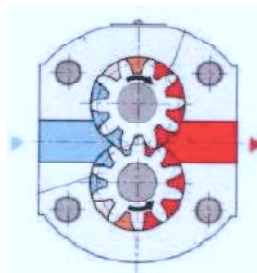
2.2.1 Zubové hydrogenerátory

Patří k nejčastěji používaným. Základní provedení je tvořeno (minimálně) párem čelních ozubených kol, které do sebe zapadají a otáčejí v těsné skřini s minimálními vůlemi (viz obr. 2.1). Kapalina je dopravována po obvodu v zubových mezerách po obvodu pláště a v okamžiku záběru ozubení (záběr ozubených kol) je z mezery vytlačována. Určitou nevýhodou těchto hydrogenerátorů je velká hlučnost a pulzace. Proto ozubená kola mají mít nejméně 20 zubů. Jsou to čerpadla jednoduchá, spolehlivá, která vyžadují minimální údržbu. U provedení s vnitřním ozubením se dosahuje větších tlaků, menší hlučnosti ale na úkor náročné výroby. Tyto hydrogenerátory jsou neregulační a mohou pracovat bez plnění (mají samonasávací schopnost). Použití pro řízení jednoduchých systémů otevřené hydrauliky a jako plnicí hydrogenerátory pro pístové převodníky.

2.2.1.1 Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením

- + Velice jednoduchá konstrukce, nízká cena
- + Příznivý poměr výkonu k hmotnosti
- + Robustní, vhodný pro těžké provozní podmínky
- Jen s konstantním geometrickým objemem
- Bez kompenzace ztrát nízká účinnost, při vyvážení ztrát se zvyšují náklady
- Značná hlučnost a pulzace průtoku

=> Použití jako hydrogenerátor velmi rozšířený pro jednoduché aplikace u mobilních a stacionárních strojů.

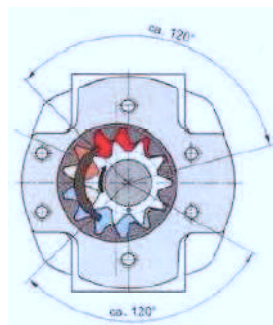


Obr. 2.1 Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [2]

2.2.1.2 Zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením

- + Malý zástavný prostor, vysoký měrný výkon
- + Malé pulzace, velmi tichý chod, vysoká životnost
- + Robustní, vhodný pro obtížné provozní podmínky
- Jen s konstantním geometrickým objemem
- Dražší než zubový s vnějším ozubením

=> Použití jako hydrogenerátor s tichým chodem zejména u stacionárních strojů, například obráběcích strojů. Schéma viz obr. 2.2.

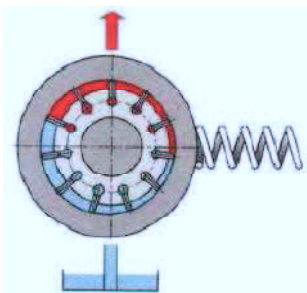


Obr. 2.2 Zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením [2]

2.2.2 Lamelová čerpadla

Bývají buď regulační, nebo neregulační. U regulačních neboli nevyvážených čerpadel působí velké tlaky ze strany výtlaku na ložisko, a proto se používají pro tlaky maximálně 2MPa. Regulační mají válcový stator, ve kterém je výstředně uložen rotor. Změnou výstřednosti lze měnit průtok od 0 do určitého maxima, které je dáno konstrukcí a dále můžeme měnit i směr proudění. V rotoru jsou uloženy lopatky (lamely), které působením odstředivé síly v případě pomocí pružin kopírují otvor ve statoru. Dvě sousední lamely, rotor a stator tvoří komoru, která se během poloviny otáčky zvětšuje – probíhá sání a během druhé poloviny otáčky se zmenšuje a probíhá výtlak (viz obr. 2.3). Vyvážená (neregulační) čerpadla mají oválný tvar statoru a během jedné otáčky rotoru probíhá dvakrát sání a výtlak. Tlaky na kapaliny a rotor se ruší.

- + Nízká pulzace průtoku
 - + Vysoká průtoková účinnost
 - + Možnost regulace geometrického objemu.
 - Citlivý na tlakové špičky, citlivý na dodržení viskozity, také na nečistoty
 - Nedostatečná účinnost při vyšším tlaku
 - Pro poměrně nízké tlaky
 - Jednostranné tlakové namáhání (tlakově nevyvážené provedení)
- => Použití jako konstantní i regulační hydrogenerátor v mnoha aplikacích ve strojírenství.

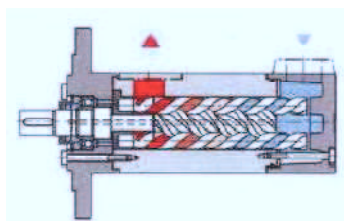


Obr. 2.3 Regulační lamelový hydrogenerátor [2]

2.2.3 Vřetenová čerpadla

Jsou tvořeny spolu zabírajícími šroubovými vřeteny, která se pohybují s minimální vůlí v tělese hydrogenerátorů (viz obr. 2.4). Při otáčení vřeten dochází k posunu kapaliny

ve směru osy otáčení. Pracují jako neregulační bez plnění a vyznačují se rovnoměrným průtokem a tichým chodem. Nevýhodou je obtížná výroba vřeten.



Obr. 2.4 Třívřetenové čerpadlo [2]

2.2.4 Čerpadla s kmitavým pohybem

Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem jsou takové, ve kterých se kapalina přemísťuje následkem přímočarého vratného pohybu – pístu (zde je myšlen deskový píst nebo plunžr), nebo také membrány. Pohyb pístu či membrány způsobuje střídavé spojení pracovního prostoru s nasávacím a výtlačným potrubím za pomoci sacího a výtlačného ventilu. Charakteristickým znakem všech hydrostatických čerpadel je přerušovaný, střídavý cyklus nasávání a výtlačku v pracovním prostoru. Hydrostatická čerpadla s kmitavým přímočarým pohybem rozdělujeme podle tvaru výtlačného prvku na pístové resp. plunžrové a membránové.

Základním představitelem hydrostatických čerpadel s kmitavým přímočarým pohybem je plunžrové čerpadlo. Ve válci je uložen plunžr. Pomocí uložení je plunžr spojen s mechanickou částí čerpadla. S pracovním válcem je pevně spojena ventilová komora, ve které je umístěno sací a výtlačné potrubí (viz obr. 2.5).

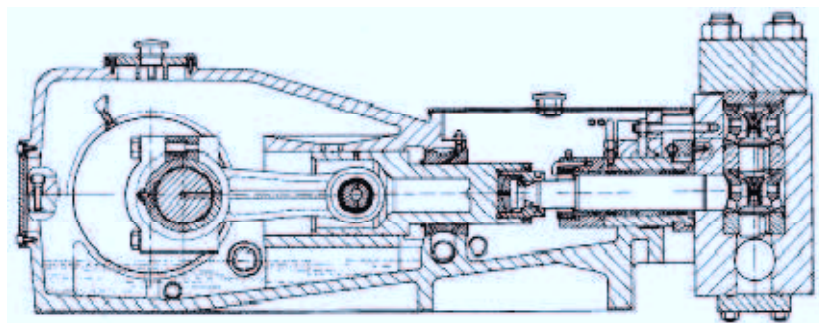
Ventily bývají obvykle konstruovány, tak že se otevírají a zavírají samočinně, působením tlaku v pracovním prostoru. Při pohybu plunžru od zadní k přední úvrati se pracovní prostor zvětšuje, tlak v něm se přemísťuje do pracovního prostoru čerpadla. Výtlačný ventil je přitom uzavřený. Tomuto pohybu říkáme sací zdvih a ději proces sání. Plunžr přitom překoná dráhu z horní krajní polohy (horní úvrť) do dolní krajní polohy (dolní úvrť). Při pohybu plunžru opačným směrem prostor naplněný kapalinou se zmenšuje a tlak v něm nabývá hodnotu výtlačného tlaku. Účinkem zvýšeného tlaku se sací ventil uzavře, otevře se výtlačný ventil a kapalina se vytlačuje do výtlačného potrubí. Tomuto zdvihu říkáme výtlačný zdvih a ději proces vytlačení. V dalším se prostřednictvím mechanické části čerpadla (např. klikového mechanismu) popsany cyklus periodicky opakuje. Po sobě jdoucí dva zdvihy (sací a výtlačný) nazýváme dvoj-zdvihem, respektive pracovním cyklem čerpadla.

Část čerpadla, ve které nastává výměna energie mezi kapalinou a pohonným strojem, nazýváme hydraulickou částí čerpadla. Skládá se z tělesa, ventilů s ventily, plunžru (pístu) a válce s ucpávkou. K hydraulické části čerpadla patří i ostatní pomocné zařízení např. pojistný ventil

Mechanická část čerpadla slouží k zabezpečení přímočarého vratného pohybu plunžru ve válci, tj. na přeměnu otáčivého pohybu pohonného stroje na kmitavý. Mechanická část je nejčastěji oddělená od hydraulické volným prostorem. Tím se oddělují případné průsaky čerpané kapaliny od mazání mechanické části. Mechanická část se skládá u zkráceného z klikového mechanismu z klikové hřídele a ojnice a pístu. Tato čerpadla mohou vyvinout tlaky i přes 50 MPa, proto se většinou používá klasický mechanismus s křížákem, který je doplněn oproti zkrácenému o křížák, pístní tyč a ucpávku. Křížák zabezpečuje mechanické spojení ojnice s pístní tyčí, která se pohybuje přímočaře, tudíž se dá utěsnit. Utěsnění pístní tyče se realizuje pomocí ucpávky.

Pro tyto hydrogenerátory je dále charakteristický vratný pohyb pístu ve válci, jejichž pracovní kanály jsou pomocí ventilů střídavě spojeny se sáním nebo výtlačem. Rovnoměrný průtok těchto hydrogenerátorů je zajištěn větším počtem válců (lichým počtem válců). Podle uspořádání pístových hydrogenerátorů je dělíme na: řadové, radiální a axiální.

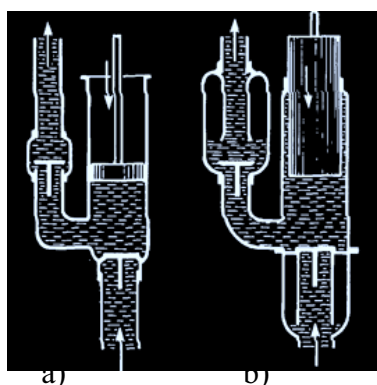
- + Účinnost vyšší než u odstředivých čerpadel
- + Samonasávací schopnost
- + Čerpání kapalin o vyšší viskozitě
- + Necitlivost vůči tlakovým změnám
- Větší rozměry
- Větší pořizovací náklady
- Větší udržovací náklady



Obr. 2.5 Plunžrové čerpadlo s křížákem [10]

2.2.4.1 Jednočinné pístové čerpadlo

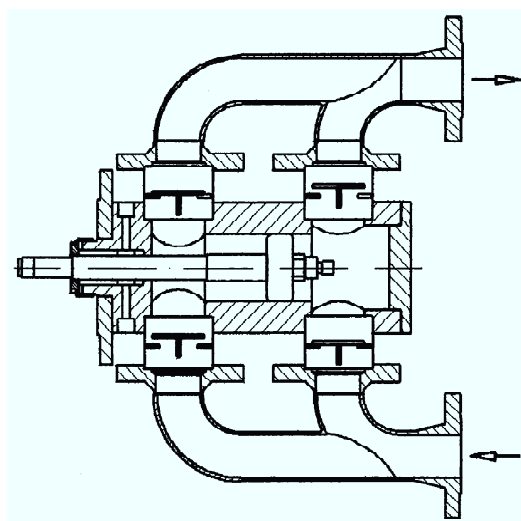
U čerpadel používáme samočinné pružinové ventily, to znamená, že při pohybu pístu směrem k zadní úvrati vzniká na levé straně pístu podtlak, otvírá se sací ventil a čerpadlo nasává. Po dosažení krajní polohy se pohybuje píst k přední úvrati (kapalina nestlačitelná) sací ventil se uzavře, vzniká přetlak, otvírá se výtlačný ventil a přes vzdušník, kde dochází k částečně akumulaci tlakové kapaliny a dochází k výtlačku. Vzdušník má funkci částečně zrovnoměnit průběh výtlačku. V prostoru sání je sací roura, která má zdůraznit zahlcení čerpadla vzduchem při kolísání hladiny v sání (viz obr. 2.6 b).



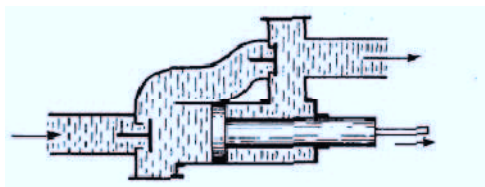
Obr. 2.6 Jednočinné čerpadlo, a)deskový píst, b)plunžr

2.2.4.2 Dvojčinné pístové čerpadlo

U tohoto čerpadla je teoretická dopravované množství průtoku (nasáté množství) dvojnásobkem jednočinného čerpadla, ale sníženo o ztracený objem na druhé straně pístu, který je dán objemem pístní tyče. Tento objem se v praxi uvažuje 15%, a proto koeficient 1,85. Následkem je potřeba menší vzdušník.



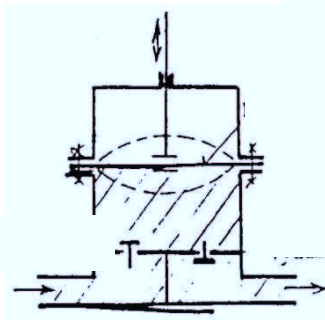
Obr. 2.7 Dvojčinné čerpadlo [10]



Obr. 2.8 Diferenciální čerpadlo

2.2.4.3 Membránová čerpadla

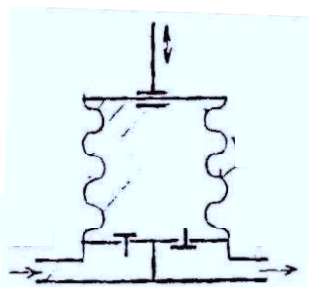
Zařazují se mezi pístová z důvodu, že kmitavý pohyb membrány způsobuje píst. U těchto čerpadel dopravována kapalina nepřichází do styku s ucpávkami, s těsněním a jinými pohyblivými částmi čerpadla (viz obr. 2.9). S výhodou se tato čerpadla používají k čerpání chemicky aktivních nebo znečištěných látek.



Obr. 2.9 Membránové čerpadlo

2.2.4.4 Vlnovcová čerpadla

Stejný princip co membránová, ale použití pro agresivní dopravované látky se kterými by již pryž membrány chemicky reagovala a mohla by se tudíž poškodit (viz obr. 2.10).



Obr. 2.10 Vlnovcové čerpadlo

2.2.4.5 Axiální pístová čerpadla

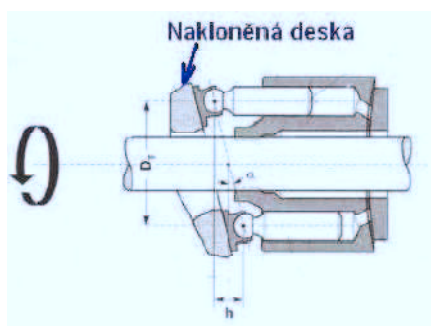
Mají na rozdíl od radiálních menší rozměry, menší hmotnost, větší účinnost, při nízkém provozním tlaku. Bývají regulační i neregulační. Regulace se dá provádět ručně, elektricky a také hydraulicky.

2.2.4.5.1 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou

Blok s písty je přímo mechanicky spojen s hnacím hřídelem, zdvih pístů vykonávajících axiální vratný pohyb uvnitř bloku je dán sklonem nakloněné desky, o kterou se tyto písty svými patními ložisky opírají a po ní kloužou. Kapalina je vedena z nízkotlakého vstupu prostřednictvím pístu rozvodné zařízení na tlakový výstup z hydrogenerátoru.

- + Možnost řešení s průběžnou hřídelí,
- + Cenově výhodnější než s nakloněným blokem,
- + Jednoduché vedení oleje ve skříni čerpadla.

- Působení příčných sil na píst, tím se omezuje max. úhel sklonu desky.



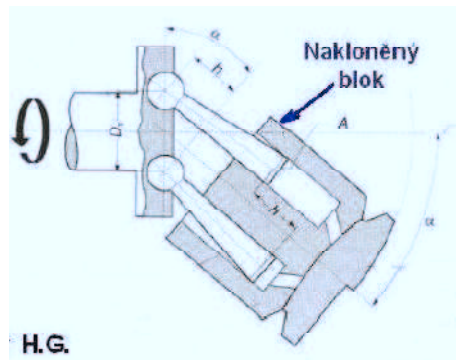
Obr. 2.11 Axiální pístové čerpadlo s nakloněnou deskou [2]

2.2.4.5.2 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem

Hnací hřídel otáčí blokem, jehož osa je skloněna vůči ose hřídele o úhel α . V rotujícím bloku se axiálně pohybují písty, jejichž zdvih je dán úhlem sklonu bloku. Pracovní kapalina je písty vedena z nízkotlaké části – vstup do vysokotlakého výstupu přes rozvodné zařízení. U regulačních hydrogenerátorů je úhel naklonění bloku měněn regulačním zařízením, čímž dochází ke změnám geometrického objemu a tím i průtoku.

- + Na píst nepůsobí žádné příčné síly, proto se může dosáhnout velkého sklonu bloku až 45° .

- Nákladné provedení rozvádění oleje u regulačního provedení,
- Náročný na zástavbový prostor.



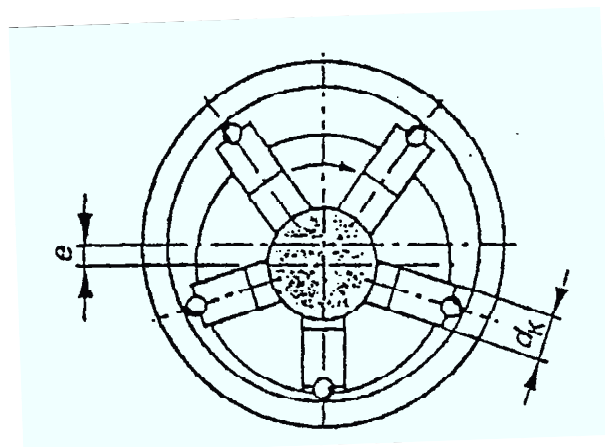
Obr. 2.12 Axiální pístové čerpadlo s nakloněným bokem [2]

2.2.4.6 Radiální pístová čerpadla

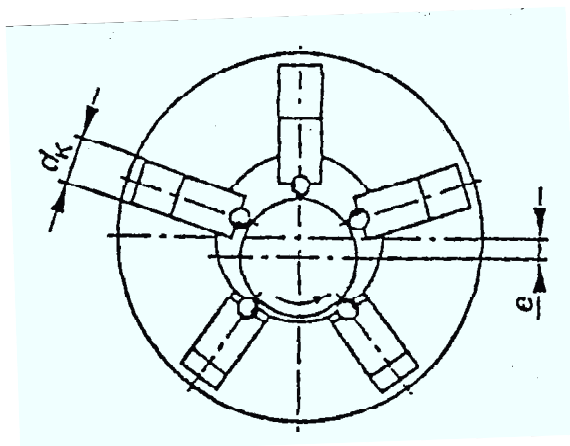
Radiální pístová čerpadla jsou obdobou čerpadel lamelových, kdy v rotoru se pohybuje píst, který opisuje dráhu statoru a vlivem excentricity dochází k pohybu pístu a tím pádem ke změně objemu v rotoru. Písty mohou být v jedné nebo v několika řadách za sebou s lichým počtem pístů v jedné řadě. Pro snadnější styk se státorem mají písty vodící kladky, které opisují tvar statoru. Saní a výtlač je realizován vybráním v rotoru.

- Radiální pístový hydrogenerátor s písty ve statoru (viz obr. 2.13)
- Radiální pístový hydrogenerátor s písty v rotoru (viz obr. 2.14)
- Radiální pístový hydrogenerátor s křivkovou oběžnou dráhou (viz obr. 2.15)

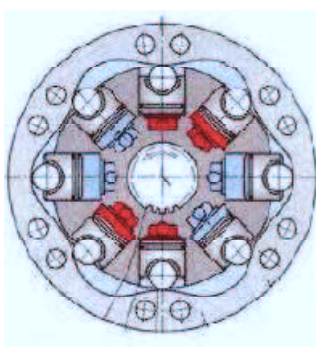
- + Vysoká účinnost, velmi vysoké tlaky,
- + Možnost provozovat s vysokými otáčkami a točivým momentem
- Vysoké výrobní náklady, velké zástavbové prostory,
- S rostoucími otáčkami klesá silně účinnost (provedení s excentrem)



Obr. 2.13 Radiální pístový hydrogenerátor s písty v rotoru



Obr. 2.14 Radiální pístový hydrogenerátor s písty ve statoru



Obr. 2.15 Radiální pístový hydrogenerátor s křivkovou oběžnou dráhou [2]

2.2.5 Porovnání hydrostatických čerpadel

	jmenovitý objem (geometrický) $V_g [\text{cm}^3]$	max. otáčky $[\text{min}^{-1}]$	dovolená viskozita (kinematická) $\nu [\text{mm}^2 \text{s}^{-1}]$	rozsah teplot $t [^\circ\text{C}]$	dovolený tlak $p [\text{bar}]$	rozsah průtoku $Q [\text{l min}^{-1}]$	těsnění	jiné kapaliny
zubové vnější	$4 \div 200$	4 000	$22 \div 90$	neuvádí se	$13 \div 155$	$0,23 \div 473$	všechna	všechny
zubové vnitřní	$3,6 \div 250$	4 500	$28 \div 100$	$\div 232$	$9 \div 17$	$32 \div 6000$	neuvádí se	těkavé, abrazivní, asfalt
šroubové	$9 \div 1750$	4 500	$2 \div 100$	neuvádí se	$8 \div 16$	$13 \div 2625$	neuvádí se	neuvádí se
lamelové	$3 \div 196$	5 000	$16 \div 100$	neuvádí se	$7 \div 23$	$4 \div 300$	neuvádí se	neuvádí se
pístové axiální	$6 \div 3584$	6 000	$10 \div 100$	neuvádí se	$20 \div 40$	$8,6 \div 3584$	neuvádí se	neuvádí se
pístové radiální	$1,2 \div 1015$	2 600	$12 \div 110$	neuvádí se	415	$63 \div 880$	neuvádí se	mořská voda, oleje
plunžrové	neuvádí se	1 450	neuvádí se	$30 \div 105$	$>1\,000$	$22,8 \div 400$	neuvádí se	neuvádí se

Tab. 2.1 Porovnání hydrostatických čerpadel [6]

2.3 Hydrodynamická čerpadla

Jsou to rotační lopátkové stroje určené k dopravě kapaliny. Přivedená mechanická energie hnací jednotky se v oběžném kole čerpadla mění na energii tlakovou a kinetickou. Část kinetické energie se v další části čerpadla (v lopátkách rozvaděče – „difuzoru“) mění na energii tlakovou. Ve výtlačném hrdle má pak kapalina převážně energii tlakovou, kinetická energie je poměrně malá.

- + Rovnoměrný chod (stálá úhlová rychlost), nepotřebují setrvačnick
- + Vyšší provozní otáčky (což umožňuje menší rozměry a menší hmotnost při stejném výkonu jako pístové)
- vyšší otáčky vyžadují statické a dynamické vyvážení rotorů, výskyt kavitace

Kavitace:

Za oběžnou lopatkou se tvoří podtlak a vytváří se bubliny par a vzduchu, bubliny se posouvají s čerpanou kapalinou na obvod rotoru do místa s vyšším tlakem, kde prudce kondenzují. Náhlá změna objemu způsobená implozí bubliny vytváří rázy, které jsou i slyšitelné. V místech rázů dochází k mechanickému poškození povrchu oběžných lopatek, současně klesá účinnost. Bubliny vznikají na zadní straně oběžné lopatky a přesouvají se na odtokovou hranu, zde se nahromadí a pak odtrhnou. Odtržení způsobuje ráz, hluk, poškození materiálu odtokové hrany, probíhá oxidace kyslíkem, porušuje se vyvážení.

Kavitaci zvyšuje:

Větší sací výška, větší obvodová rychlost, větší sklon lopatek, teplejší voda.

Čerpadla hydrodynamická tj. odstředivá a jim příbuzná dělíme podle průtoku kapaliny na čerpadla:

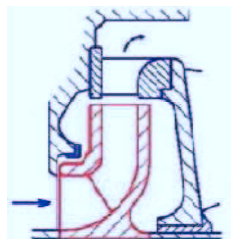
- A. S axiálním vstupem kapaliny do oběžného kola
 - a) radiální neboli odstředivá,
 - b) diagonální neboli šroubová,
 - c) axiální neboli vrtulová.
- B. Zvláštní s bočním vstupem kapaliny do oběžného kola
 - a) lopátková samonasávací,
 - b) turbínová.

2.3.1 Radiální čerpadla (odstředivá)

U odstředivých čerpadel radiálních a diagonálních se kapalina dopravuje tím, že točivý pohyb oběžného kola (rotoru) opatřeného lopatkami udílí kapalině nasávané v axiálním směru rychlost a tlak, přičemž kapalina prochází oběžným kolem otevřeným proti výtlaku. Přebytková kinetická energie kapaliny dodaná oběžným kolem musí být změna v energii tlakovou ve spirále nebo rozváděcím kole, popřípadě kombinací obou způsobů. Někdy se rovněž energie uskutečňuje v kónickém výtlakovém hrdle spirály.

Tyto čerpadla jsou nejpoužívanější. Mohou být jednostupňová a více stupňová. Oběžné kolo připomíná svým tvarem oběžné kolo Francisovy turbíny s opačným průtokem kapaliny.

Základní části: oběžné kolo, spirální skříň, hřídel, stojan (rám), sací hrdlo, výtlakové hrdlo, ucpávka, ložiska



Obr. 3.1 Řez radiálním hydrodynamickým čerpadlem [2]

Druhy:

- Pro menší měrnou energii – jednostupňová radiální čerpadla, pro větší složená z několika stupňů tzv. článková.
- Pro velký objemový průtok – dvouproudová nebo víceproudová – možnost vyrovnání axiální síly v rotoru čerpadla symetrickým uspořádáním oběžných kol.

Radiální čerpadla lze vyrobit z nekovových materiálů pro čerpání agresivních kapalin (texgumoid, porcelán, kamenina). Vyrábějí se ucpávková a bezucpávková čerpadla. Bezucpávková – oběžné kolo má z vnější strany radiální lopatky, které přesahují velký průměr oběžného kola. Tím se dosáhne většího tlaku za oběžným kolem a to zabrání pronikání čerpané kapaliny za oběžné kolo. U vertikálních radiálních čerpadel je zabráněno úniku čerpané kapaliny do okolí – chemický průmysl.

Kalová čerpadla:

Oběžné kolo má několik zakřivených kanálů nebo se použije polootevřené oběžné kolo se dvěma zakřivenými lopatkami. Doprava i řepy, brambor, apod.

Samonasávací čerpadla:

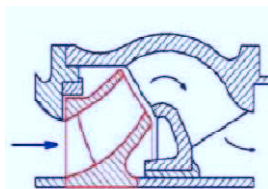
Před spuštěním není třeba zahltit čerpadlo a sací potrubí kapalinou. Zvláštní konstrukční provedení tělesa čerpadla nebo pomocná vodookružní vývěva.

Ponorná čerpadla:

Čerpání z velkých hloubek, z vrtů, s hnacím elektromotorem tvoří monoblok. V potravinářském průmyslu čerpadla s jednoduchým oběžným kolem bez lopatek, pouze radiální vývrty, které lze snadno čistit, koroziivzdorné nebo nekovové materiály.

2.3.2 Diagonální čerpadla (šroubová)

Čerpaná kapalina vstupuje rovnoběžně s osou oběžného kola, výstup je šikmý (diagonální). Diagonální čerpadla se používají pro větší objemové průtoky do malých a středních výšek. Lopatky jsou tvořeny jako šroubové plochy na kuželovitém náboji oběžného kola. Diagonální čerpadla se stavějí horizontálně i vertikálně. Čerpaná kapalina proudí buď do skříně tvaru prstence s výtlačným hrdlem nebo do spirální skříně nebo se axiálním převáděčem usměřňuje proud kapaliny do osy stroje.

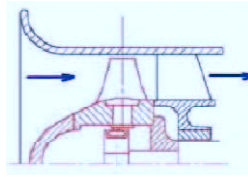


Obr. 3.2 Řez diagonálním hydrodynamickým čerpadlem [2]

2.3.3 Hydrodynamická čerpadla axiální (vrtulová)

U axiálních čerpadel proudí nasávaná kapalina do oběžného kola obdobně jako u čerpadel radiálních, popř. diagonálních, a rotující oběžné kolo udílí kapalině rychlost a tlak, avšak kapalina, která prochází oběžným kolem otevřeným proti výtlačku, se pohybuje axiálně. Používají se pro velké objemové průtoky do malých dopravních výšek. Charakteristickým znakem je oběžné kolo tvaru vrtule se dvěma až čtyřmi lopatkami. Kapalina proudí axiálně. Horizontální nebo vertikální, závlahová čerpadla, i se šikmo skloněným hřídelem. Listy vrtule jsou pevné nebo natáčivé, oběžné kolo je řešeno podobně

jako rotor Kaplanovy turbíny, za oběžným kolem je převáděcí kolo, které usměřňuje protékající kapalinu. Vertikální provedení + vrtule pod hladinou = nemusí se zahlcovat, potlačení kavitace.



Obr. 3.3 Řez axiálním hydrodynamickým čerpadlem [2]

3 Vlastnosti vody

Surová voda se odvádí do úpravní vod. Tam se upravuje (mechanické předčištění, chemické čření, filtrace přes pískové filtry, odstranění iontů železa a manganu, někdy i částečné odstranění dusičnanů a dusitanů, dezinfekce). Pak směřuje do vodojemů a z nich se vodovody dopravuje k spotřebitelům.

Kyselost podle druhu vod:

- a) destilovaná voda – pH 6,8
- b) mořská voda – pH 6,5
- c) pitná voda – pH 7,1

Teplota t [°C]	Hustota ρ [kg·m ⁻³]	Specifická hmotnost γ [kN·m ⁻³]
0	999.9	9.806
5	1000	9.807
10	999.7	9.804
20	998.2	9.789
30	995.7	9.765
40	992.2	9.731
50	988.1	9.690
60	983.2	9.642
70	977.8	9.589
80	971.8	9.530
90	965.3	9.467
100	958.4	9.399

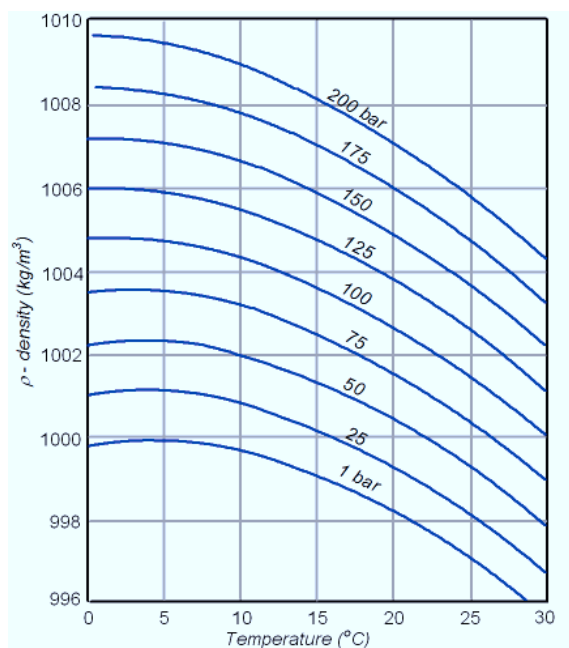
Tab. 3.1 Závislost hustoty a specifické hmotnosti vody na teplotě

Teplota [°C]	Povrchové napětí [mN·m ⁻¹]	Dynamická viskozita [mPa·s]
0	75,6	1,78
10	74,2	1,31
20	72,8	1
30	71,2	0,8
50	67,9	0,55
100	58,9	0,28

Tab. 3.2 Závislost povrchového napětí a dynamické viskozity vody na teplotě

Teplota t [°C]	Tepelná kapacita při konstantním tlaku c_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹] (*při tlaku 100 kPa)
0	4,7600
10	4,2100
20	4.1818
30	4.1784
40	4.1785
50	4.1806
60	4.1843
70	4.1895
80	4,6300
90	4,2050
100	4,5900

Tab. 3.3 Závislost tepelné kapacity vody na teplotě při konstantním tlaku 100 kPa



Obr. 3.1 Hustota vody jako funkce tlaku a teploty

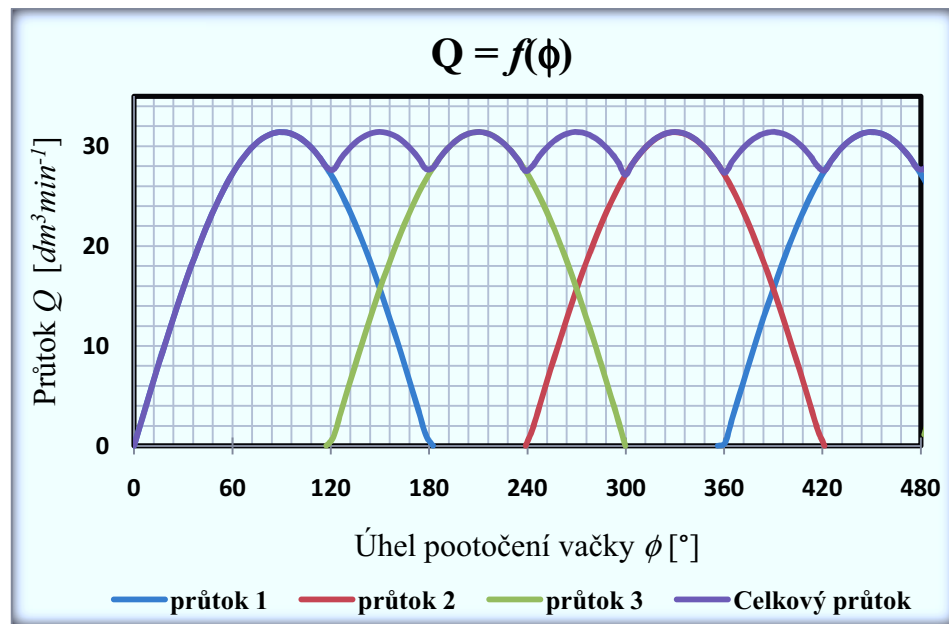
Voda je použita z kohoutku ostravských vodáren, takže se může stát, jestliže bude zařízení instalováno v jiném městě bude složení odlišné. Místní voda je specifická v tom, že obsahuje nejméně vápníku, chloridů, síranů a dusičnanů, a tudíž má v konečném důsledku i nejmenší tvrdost, oproti vodě z kohoutku v Praze, Brně, Plzni a Liberci. Naopak obsahuje nejvíce hliníku mezi ostatními. Co se týče obsahu železa a manganu, jsou na tom hůře jen v Praze. Hodnoty jsou uvedeny v příloze.

4 Výpočet zařízení

4.1 Určení síly v jednom pístu

$$F = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 50\,000\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} = 24\,543,7 \text{ N} \approx 25,54 \text{ kN} \quad (4.01)$$

4.2 Výpočet amplitudy průtoku pro požadovaný průměr. průtok:



Graf 4.1 Okamžitý průtok

- Plocha pod křivkou celkového průtoku viz graf 4.1

$$S_1 = \int_{120}^{150} \sin(x) = [\cos(x)]_{120}^{150} = \cos(120) - \cos(150) =$$

$$S_1 = -\frac{1}{2} - \left(-\frac{\sqrt{3}}{2}\right) = \frac{-1 + \sqrt{3}}{2} \approx 0,134 \text{ } j^2 \quad (4.02)$$

$$S_2 = \int_{90}^{150} \sin(x) = [\cos(x)]_{90}^{150} = \cos(90) - \cos(150) = 0 - \left(-\frac{\sqrt{3}}{2}\right) \approx 0,866 \text{ } j^2 \quad (4.03)$$

$$S = (S_1 + S_2) \cdot 6 = \left(\frac{2 - \sqrt{3}}{2} + \frac{\sqrt{3}}{2}\right) \cdot 6 = 6 \text{ } j^2 \quad (4.04)$$

- Amplitudový průtok:

$$\uparrow \frac{2\pi \dots \dots \dots x}{6 \dots \dots \dots 30} \uparrow x = \frac{2\pi \cdot 30}{6} = \frac{2\pi \cdot Q_{prum}}{S} = k \cdot Q_{prum} = \frac{\pi}{3} \cdot 30 = 10\pi \approx 31,416$$

$$Q_A = x = 31,416 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} = 5,236 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \quad (4.05)$$

4.3 Volba elektromotoru

- Tlak v sání:

$$p_s = h \cdot \rho \cdot g = 0,5 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 4905 \text{ Pa} \quad (4.06)$$

- Hydraulický výkon čerpadla:

$$P_H = \Delta p \cdot Q = (p_v - p_s) \cdot Q_A = (50\,000\,000 - 4\,905) \cdot 5,236 \cdot 10^{-4} = 26\,177,4 \text{ W} \quad (4.07)$$

- Potřebný příkon:

Je volena mechanicko-hydraulická účinnost 90%

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_{M-H}} = \frac{26\,177,4}{0,9} = 29\,086 \text{ W} \approx 30 \text{ kW} \quad (4.08)$$

Z katalogu SIEMENS je vybrán elektromotor o nejbližším vyšší výkonu, a to 30 kW

4.4 Výpočet excentricity

- Geometrický objem (celkový)

Dle výkonu elektromotoru jsou zjištěny skutečné otáčky

$$V_g = \frac{Q_A}{n} = \frac{5,236 \cdot 10^{-4}}{\frac{978}{60}} = 32,123 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \approx 32,123 \text{ cm}^3 \quad (4.09)$$

- Požadovaná výška zdvihu pístu pro zadaný průtok:

$$h = \frac{V_g}{i \cdot S} = \frac{V_g}{i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{32,123 \cdot 10^{-6}}{3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4}} = 0,02181 \text{ m} \approx 21,8 \text{ mm} \quad (4.10)$$

- Excentricita na vačce:

$$e = \frac{h}{2} = \frac{21,8}{2} = 10,9 \text{ mm} \quad (4.11)$$

Orientační velikost excentricity jako funkce otáček a průměru pístu, avšak jen pro konstantní průtok roven $30 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1}$ a počet tří pístů, lze dohledat viz graf v příloze.

4.5 Kinematika pohybu pístu

- Posunutí:

$$s = e \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (4.12)$$

- Rychlost:

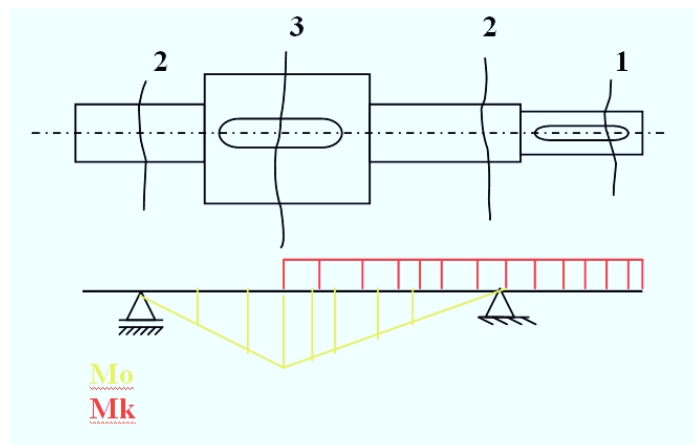
$$v = \frac{ds}{dt} = e \cdot \omega \cdot \sin \varphi \quad (4.13)$$

- Zrychlení:

$$a = \frac{dv}{dt} = e \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad (4.14)$$

Všechny tři veličiny jsou vizuálně zobrazeny, jako funkce pootočení vačky v grafu viz příloha.

4.6 Výpočet hřídele:



Obr. 4.1 Namáhání hřídele

Mez kluzu materiálu hřídele (11 700): $R_e = 373 \text{ MPa}$

- Dovolené namáhání v krutu:

$$\tau_D = \frac{R_e}{k \cdot \sqrt{3}} = \frac{373}{1,5 \cdot \sqrt{3}} = 143,568 \text{ MPa} \quad (4.15)$$

- Krouticí moment na hřídeli:

$$M_K = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{29\,086}{2 \cdot \pi \cdot \frac{978}{60}} = 283,998 \text{ Nm} \quad (4.16)$$

- Výpočet výstupního průměru hřídele (na obr 4.1 označeno l):

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_K}{\frac{\pi \cdot d_{MIN}^3}{16}} = \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d_{MIN}^3} \leq \tau_{KD} \quad (4.17)$$

$$\Rightarrow d_{MIN} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_{KD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 283\,998}{\pi \cdot 143\,568}} = 21,60 \text{ mm}$$

- Minimální průměr se zahrnutím drážky pro péro:

$$d_1 = d_{MIN} + t = 21,60 + 4,1 = 25,70 \text{ mm} \quad (4.18)$$

volím průměr hřídele $d_1 = 30 \text{ mm}$

Dle průměru d_1 volím průřez pera $b_1 \times h_1 = (8 \times 7) \text{ mm}$

- Kontrolní výpočet bezpečnosti:

Skutečné napětí v nejmenším průřezu:

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_K}{\frac{\pi \cdot (d_1 - t)^3}{16}} = \frac{16 \cdot 283\,998}{\pi \cdot (30 - 4,1)^3} = 83,251 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

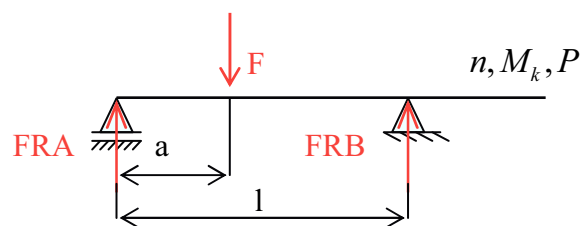
- Bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\tau_K \cdot \sqrt{3}} = \frac{373}{83,251 \cdot \sqrt{3}} = 2,59 [-] \quad (4.20)$$

- Výpočet reakcí hřídele

Největší rameno ohybu a a rozteč ložisek l (odměřeno ze sestavy v programu Solid Works):

- $a = 0,015 \text{ m}$; $l = 0,092 \text{ m}$



Obr. 4.2 Reakce hřídele

$$\sum M_i = 0$$

$$F_{RA} \cdot l - F \cdot (l - a) = 0$$

$$F_{RA} = \frac{F \cdot (l - a)}{l} \quad (4.21)$$

$$F_{RA} = \frac{24\,543,7 \cdot (92 - 45)}{92}$$

$$F_{RA} = 12\,538,6 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$F_{RA} - F + F_{RB} = 0$$

$$F_{RB} = F - F_{RA} \quad (4.22)$$

$$F_{RB} = 24\,543,7 - 12\,538,6$$

$$F_{RB} = 12\,005,1 \text{ N}$$

- Maximální ohybový moment:

$$M_{O\,MAX} = F_{RA} \cdot a = 12\,538,6 \cdot 0,045 = 564,238 \text{ Nm} \quad (4.23)$$

- Redukovaný moment (převédeme složené namáhání krutu a ohybu dle metody *HMH* jen na ohyb):

$$M_{O\,RED} = \sqrt{M_{O\,MAX}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_\beta \cdot M_K)^2} \quad (4.24)$$

$$M_{O\,RED} = \sqrt{564,238^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 283,998)^2} = 615,513 \text{ Nm}$$

- Dovolené ohybové napětí:

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k} = \frac{373}{2} = 186,5 \text{ MPa} \quad (4.25)$$

- Výpočet nejmenšího přípustného průměru (v místě pod vačkou):

$$\sigma_O = \frac{M_{O\,RED}}{W_O} = \frac{M_{o\,red}}{\frac{\pi \cdot d_{MIN}^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{O\,RED}}{\pi \cdot d_{MIN}^3} \leq \sigma_{DO} \quad (4.26)$$

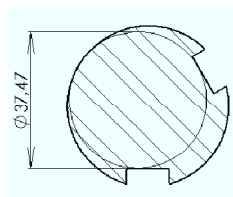
$$\Rightarrow d_{MIN} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O\,RED}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 615\,513}{\pi \cdot 186,5}} = 32,27 \text{ mm}$$

Průměr po zahrnutí drážky pro péro:

$$d_3^1 = d_{MIN} + t = 30,9 + 4,9 = \underline{\underline{35,8 \text{ mm}}} \quad (4.27)$$

volím průměr hřídele $d_3 = 44 \text{ mm}$

Dle průměru d_3 volím průřez pera $b_3 \times h_3 = (12 \times 8) \text{ mm}$



Obr 4.3 Výpočtový průměr hřídele

- Kontrolní výpočet bezpečnosti:
Skutečné napětí v nejmenším průřezu (odměřeno v SW) viz obr 4.3
- Redukované napětí:

$$\sigma_{O RED} = \sqrt{\left(\sigma_O^2 + 3 \cdot (\alpha_\beta \cdot \tau_K)^2\right)} = \sqrt{\left(\left(\frac{M_{O MAX}}{W_O}\right)^2 + 3 \cdot \left(\alpha_\beta \cdot \frac{M_K}{W_K}\right)^2\right)} =$$

$$\sigma_{O RED} = \sqrt{\left(\left(\frac{M_{O MAX}}{\frac{\pi \cdot (d_3 - t)^3}{32}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\alpha_\beta \cdot \frac{M_K}{\frac{\pi \cdot (d_3 - t)^3}{16}}\right)^2\right)} \quad (4.28)$$

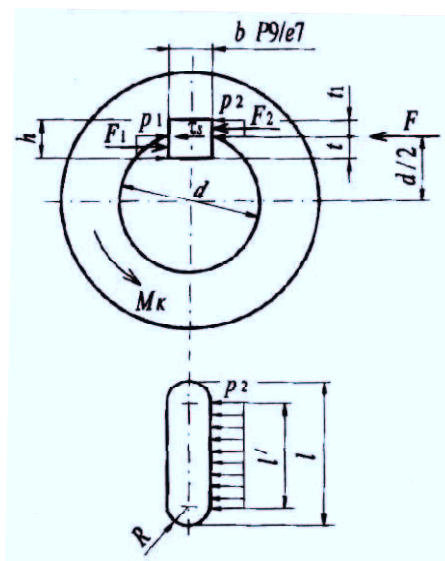
$$\sigma_{O RED} = \sqrt{\left(\left(\frac{564\,238}{\frac{\pi \cdot 39,1^3}{32}}\right)^2 + 3 \cdot \left(1 \cdot \frac{283\,998}{\frac{\pi \cdot 39,1^3}{16}}\right)^2\right)} = 104,883 \text{ MPa}$$

- Bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{O red}} = \frac{373}{104,883} = 3,56 [-] \quad (4.29)$$

Průměr hřídele v místě ložiska volím v rozmezí mezi průměry d_1 a d_3 a to: $d_2 = 40 \text{ mm}$

4.7 Výpočet per



Obr 4.4 Silové poměry ve spoji [12]

Výpočet péra na d_3

- Výpočet síly způsobující otlačení náboje (vačky) viz obr 4.3:

$$M_K = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_2 = \frac{2 \cdot M_K}{D} = \frac{2 \cdot M_K}{d_3 + t_1} = \frac{2 \cdot 283,998}{0,044 + 0,0031} = 12\,059,4 \text{ N} \quad (4.30)$$

- Minimální délka péra:

$$p_2 = \frac{F_2}{S} = \frac{F_2}{l \cdot t_1} \leq p_D \Rightarrow l_3^l = \frac{F_2}{t_1 \cdot p_D} = \frac{12\,059,4}{2,9 \cdot 120} = 32,42 \text{ mm} \quad (4.31)$$

- Konečná délka péra

$$l = l_3^l + b = 32,42 + 12 = 44,42 \text{ mm} \quad (4.32)$$

Ze strojnických tabulek беру normalizovanou délku péra 50 mm

- Smyková a tlaková síla působící na péro (síla na průměru hřídele 44mm):

$$M_K = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F = \frac{2 \cdot M_K}{D} = \frac{2 \cdot M_K}{d_3} = \frac{2 \cdot 283,998}{0,044} = 12\,909 \text{ N} \quad (4.33)$$

- Kontrola pera na střih:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot l} = \frac{12\,909}{0,012 \cdot 0,050} = 21\,515\,037 \text{ Pa} \approx 21,5 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} \quad (4.34)$$

$(\tau_{DS} = 30 \text{ MPa}) \Rightarrow \text{vyhovuje}$

Výpočet péra na d_1

- Výpočet síly způsobující otlačení náboje:

$$M_K = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_2 = \frac{2 \cdot M_K}{D} = \frac{2 \cdot M_K}{d + t_1} = \frac{2 \cdot 283,998}{0,03 + 0,0029} = 17\,264,4 \text{ N} \quad (4.35)$$

- Minimální délka péra:

$$p_1 = \frac{F_2}{S} = \frac{F_2}{l \cdot t_1} \leq p_D \Rightarrow l_1^l = \frac{F_2}{t_1 \cdot p_D} = \frac{17\,264,4}{2,9 \cdot 120} = 49,61 \text{ mm} \quad (4.36)$$

- Konečná délka péra

$$l = l_1^l + b = 49,61 + 8 = 57,61 \text{ mm} \quad (4.37)$$

Ze strojnických tabulek беру normalizovanou délku péra 63 mm

- Smyková a tlaková síla působící na péro (síla na průměru hřídele 30mm):

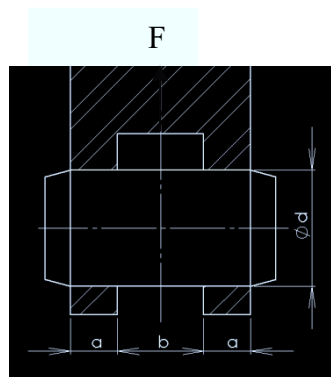
$$M_K = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F = \frac{2 \cdot M_K}{D} = \frac{2 \cdot 293,295}{0,03} = 19\,553,01 \text{ N} \quad (4.38)$$

- Kontrola per na stříh

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{2 \cdot b \cdot l} = \frac{19\,553,01}{0,008 \cdot 0,045} = 17\,358\,852,5 \approx 17,4 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} \quad (4.39)$$

$(\tau_{DS} = 30 \text{ MPa}) \Rightarrow \text{vyhovuje}$

4.8 Výpočet čepu:



Obr 4.5 Rozměry k výpočtu kolíku

- Ohybový moment (odvozeno z obr. 4.5):

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{b}{4} = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{4} \right) = \frac{F}{2} \cdot (2 \cdot a + b) =$$

$$M_o = \frac{24\,543,7}{2} \cdot (2 \cdot 0,0065 + 0,012) = 76,699 \text{ Nm} \quad (4.40)$$

- Dovolené ohybové napětí:

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{590}{1,5} = 393,333 \text{ MPa} \quad (4.41)$$

- Výpočet nejmenšího přípustného průměru čepu:

$$\sigma_{Do} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow d^3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 76\,699}{\pi \cdot 393,333}} = 12,57 \text{ mm}$$

volím průměr čepu $d = 14 \text{ mm}$

- Kontrola na otlačení:

$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{F}{2 \cdot a \cdot d} = \frac{24\,543,7}{2 \cdot 0,0065 \cdot 0,014} = 134\,855\,454 \text{ Pa} \approx 135 \text{ MPa} \leq p_D \quad (4.43)$$

$(p_D = 150 \text{ MPa}) \Rightarrow \text{vyhovuje}$

$$p_2 = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{24\,543,7}{0,012 \cdot 0,016} = 146\,096\,408 \text{ Pa} \approx 146 \text{ MPa} \leq p_D$$

$$(p_D = 150 \text{ MPa}) \Rightarrow \text{vyhovuje}$$
(4.44)

4.9 Výpočet ložisek:

$$\text{Ložisko NU 408} \Rightarrow \begin{aligned} C &= 96\,800 \text{ N} \\ C_o &= 90\,000 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{0}{36\,500} = 0 \Rightarrow e = 0$$
(4.45)

$$\frac{F_a}{V \cdot F_{RA}} = \frac{0}{1 \cdot 12\,662,7} = 0 \leq e \Rightarrow X = 1; \quad Y = 0$$
(4.46)

- ekvivalentní statické zatížení

$$F_{co} = X_o \cdot F_{RA} + Y_o \cdot F_a = 0,6 \cdot 12\,538,6 + 0,5 \cdot 0 = 7\,523,8 \text{ N}$$
(4.47)

$$C_o = 90\,000 \text{ N} > F_{co} = 7\,523,8 \text{ N}$$

$$S_o = \frac{C_o}{F_{co}} = \frac{90\,000}{7\,523,8} = 12$$
(4.48)

- ekvivalentní dynamické zatížení:

$$F_c = V \cdot X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 12\,538,6 + 0 \cdot 0 = 12\,538,6 \text{ N}$$
(4.49)

$$C = 96\,800 \text{ N} > F_c = 12\,538,6 \text{ N}$$

- základní trvanlivost v hodinách:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_c} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 978} \cdot \left(\frac{96\,800}{12\,538,6} \right)^{10/3} = 15\,497 \text{ hod}$$
(4.50)

$L_h = 15\,497 \text{ hod.} = 645 \text{ dnům nepřetržitého provozu, pak se ložiska musí vyměnit}$
 (nebo také 1 937 osmi-hodinových směn, tzn. při jednosměnném provozu po zhruba sedmi a půl letech vyměnit!)

4.10 Kontrola délek závitů:

- Závit G 1 ¼“:

Rozměry: $d = 41,19 \text{ mm}$; $d_2 = 40,431 \text{ mm}$; $d_3 = 38,952 \text{ mm}$; $P = 2,309 \text{ mm}$; $h = 1,479$

- Minimální počet závitů:

$$z \geq \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{p \cdot S}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{p \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{50 \cdot \frac{\pi \cdot 38,952^2}{4}}{\pi \cdot 40,431 \cdot 1,479 \cdot 200} = 1,57 \quad (4.51)$$

- Délka závitové části šroubu:

$$h = z \cdot P = 2 \cdot 2,309 = 4,62 \text{ mm} \quad (4.52)$$

Délka závitu na zátce je 12 mm, tudíž závit vyhovuje

- Závit G ¾“:

Rozměry: $d = 26,44 \text{ mm}$; $d_2 = 25,279 \text{ mm}$; $d_3 = 24,117 \text{ mm}$; $P = 1,814 \text{ mm}$; $h = 1,162$

- Minimální počet závitů:

$$z \geq \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{p \cdot S}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{p \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{50 \cdot \frac{\pi \cdot 24,117^2}{4}}{\pi \cdot 25,279 \cdot 1,162 \cdot 200} = 1,24 \quad (4.53)$$

- Délka závitové části šroubu:

$$h = z \cdot P = 2 \cdot 1,814 = 3,62 \text{ mm} \quad (4.55)$$

Délka závitu na zátce i šroubení je 12 mm, tudíž závit vyhovuje

- Závit G ½“:

Rozměry: $d = 20,955 \text{ mm}$; $d_2 = 19,793 \text{ mm}$; $d_3 = 18,631 \text{ mm}$; $P = 1,814 \text{ mm}$; $h = 1,162$

- Minimální počet závitů:

$$z \geq \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{p \cdot S}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{p \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{50 \cdot \frac{\pi \cdot 18,631^2}{4}}{\pi \cdot 19,793 \cdot 1,162 \cdot 200} = 0,94 \quad (4.56)$$

- Délka závitové části šroubu:

$$h = z \cdot P = 1 \cdot 1,814 = 1,814 \text{ mm} \quad (4.57)$$

Délka závitu na šroubení je 10,5 mm, tudíž závit taktéž vyhovuje

U všech závitů se předpokládá zvýšená třída pevnosti a to 10.9

4.11 Výpočet přípojných šroubů čerpadla

Krouticí moment je přenášen třením. Součinitel tření mezi víkem a držákem čerpadla, a taktéž mezi víkem a tělesem čerpadla volím $f_p = 0,15$. Součinitel tření v závitu šroubu $f_z = 0,12$. Součinitel tření mezi podložkou a maticí volím $f_m = 0,15$. Bezpečnost pro přenos krouticího momentu volím $k_{ts} = 2$. Minimální statická bezpečnost spoje musí být $k_{smin} = 1,5$. Redukované napětí vypočítám podle hypotézy τ_{max} .

Šrouby mezi víkem a držákem čerpadla:

- Minimální potřebná třecí síla ve šroubu pro přenos krouticího momentu s určenou bezpečností přenosu:

$$F_{tmin} = \frac{2 \cdot k_{ts} \cdot M_k}{D_3 \cdot n_s} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 283,998}{0,1 \cdot 4} = 2\,840\, N \quad (4.58)$$

- Minimální potřebná osová síla ve šroubu:

$$F_{omin} = \frac{F_{tmin}}{f_p} = \frac{2\,840}{0,15} = 18\,933\, N \quad (4.59)$$

- Únosnost a volba šroubu

Mez kluzu $R_{e10,9}$ šroubů pevnostní třídy 10.9 je:

$$R_{e10,9} = 10 \cdot 9 \cdot 10 = 900\, MPa \quad (4.60)$$

- Dovolené redukované napětí:

$$\sigma_{dov10,9} = \frac{R_{e10,9}}{k_{smin}} = \frac{900}{1,5} = 600\, MPa \quad (4.61)$$

- Závít M10

$$d = 10\, mm; \quad d_2 = 9,026\, mm; \quad d_3 = 8,16\, mm; \quad P = 1,5\, mm$$

- Smykové napětí ve šroubu:

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_z}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{16 \cdot \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\pi \cdot d_3^3} \quad (4.62)$$

$$\tau_K = \frac{8 \cdot 18\,933 \cdot 9,026 \cdot \operatorname{tg}(3,03 + 7,89)}{\pi \cdot 8,16^3} = 154,479\, MPa$$

- Úhel stoupání závitu šroubu M10:

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,03^\circ \quad (4.63)$$

- Třecí úhel v závitu šroubu M10:

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \beta} = \arctg \frac{0,12}{\cos 30^\circ} = 7,89^\circ \quad (4.64)$$

- Napětí od osově síly $F_{o\min}$ v jádře šroubu M10:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{F_{o\min}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4 \cdot 18\,933}{\pi \cdot 8,16^2} = 362,038 \text{ MPa} \quad (4.65)$$

- Redukované napětí v jádře šroubu M10:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{362,038^2 + 4 \cdot 154,479^2} = 476,948 \text{ MPa} \quad (4.66)$$

- Součinitel statické bezpečnosti:

$$k_s = \frac{Re_{10,9}}{\sigma_{red}} = \frac{900}{476} = 1,89 \quad (4.67)$$

Součinitel bezpečnosti je větší než jeho minimální hodnota (1,5) a tedy vyhovuje.

- Výpočet skutečné statické bezpečnosti spoje a potřebného utahovacího momentu

Moment tření v závitech M10 při $F_{o\min}$:

$$M_{z10} = \frac{1}{2} \cdot F_{o\min} \cdot d_2 \cdot \tg(\gamma + \varphi') = 0,5 \cdot 18\,933 \cdot 9,026 \cdot \tg(3,03 + 7,89) = 16\,480 \text{ Nmm} \quad (4.68)$$

- Střední třecí průměr při utahování matice:

$$d_{s10} = \frac{s_{10} + d_{10\min}}{2} = \frac{16 + 10,5}{2} = 13,25 \text{ mm} \quad (4.69)$$

- Moment tření mezi podložkou 10 a maticí M10:

$$M_{m10} = \frac{1}{2} \cdot d_{s10} \cdot F_{o\min} \cdot f_m = \frac{1}{2} \cdot 13,25 \cdot 18\,933 \cdot 0,15 = 18\,815 \text{ Nmm} \quad (4.70)$$

- Potřebný utahovací moment pro předpis na výkrese:

$$M_{u10} = M_{z10} + M_{m10} = 16\,480 + 18\,815 = 35\,295 \text{ Nmm} \approx 35,3 \text{ Nm} \quad (4.71)$$

- Minimální počet závitů:

$$z \geq \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{18\,815}{\pi \cdot 9,026 \cdot 0,92 \cdot 200} = 3,63 \quad (4.72)$$

- Délka závitové části šroubu:

$$h = z \cdot P = 4 \cdot 1,5 = 6 \text{ mm} \quad (4.73)$$

Šrouby mezi víkem a tělesem čerpadla:

- Minimální potřebná třecí síla ve šroubu pro přenos kroutícího momentu s určenou bezpečností přenosu:

$$F_{t\min} = \frac{2 \cdot k_{ts} \cdot M_k}{D_3 \cdot n_s} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 283,998}{0,16 \cdot 4} = 1\,183 \text{ N} \quad (4.74)$$

- Minimální potřebná osová síla ve šroubu:

$$F_{o\min} = \frac{F_{t\min}}{f_p} = \frac{1\,183}{0,15} = 7\,889 \text{ N} \quad (4.75)$$

- Únosnost a volba šroubu

Mez kluzu $R_{e_{10,9}}$ šroubů pevnostní třídy 8.8 je:

$$R_{e8,8} = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ MPa} \quad (4.76)$$

- Dovolené redukované napětí:

$$\sigma_{dov8,8} = \frac{R_{e8,8}}{k_{s\min}} = \frac{640}{1,5} = 426,667 \text{ MPa} \quad (4.77)$$

- Závit M8

$$d = 8 \text{ mm}; \quad d_2 = 7,188 \text{ mm}; \quad d_3 = 6,466 \text{ mm}; \quad P = 1,5 \text{ mm}$$

- Smykové napětí ve šroubu:

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_z}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{16 \cdot \frac{1}{2} \cdot F_0 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\pi \cdot d_3^3} \quad (4.78)$$

$$\tau_K = \frac{8 \cdot 7\,889 \cdot 7,188 \cdot \operatorname{tg}(3,8 + 7,89)}{\pi \cdot 8,16^3} = 104,38 \text{ MPa}$$

- Úhel stoupání závitu šroubu M8:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 7,188} = 3,8^\circ \quad (4.79)$$

- Třecí úhel v závitu šroubu M8:

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \beta} = \operatorname{arctg} \frac{0,12}{\cos 30^\circ} = 7,89^\circ \quad (4.80)$$

- Napětí od osově síly $F_{o\min}$ v jádře šroubu M8:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{F_{o\min}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4 \cdot 7\,889}{\pi \cdot 6,466^2} = 240,244 \text{ MPa} \quad (4.81)$$

- Redukované napětí v jádře šroubu M8:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{240,244^2 + 4 \cdot 104,38^2} = 318,273 \text{ MPa} \quad (4.82)$$

- Součinitel statické bezpečnosti:

$$k_s = \frac{Re_{8,8}}{\sigma_{red}} = \frac{9640}{318} = 2,01 \quad (4.83)$$

Součinitel bezpečnosti je větší než jeho minimální hodnota (1,5) a tedy vyhovuje.

- Výpočet skutečné statické bezpečnosti spoje a potřebného utahovacího momentu

Moment tření v závitech M8 při $F_{o\min}$:

$$M_{Z8} = \frac{1}{2} \cdot F_{o\min} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 0,5 \cdot 7\,889 \cdot 7,188 \cdot \operatorname{tg}(3,8 + 7,89) = 5\,540 \text{ Nmm} \quad (4.84)$$

- Střední třecí průměr při utahování matice:

$$d_{s8} = \frac{d_{k8} + d_{8\min}}{2} = \frac{13 + 9}{2} = 11 \text{ mm} \quad (4.85)$$

- Moment tření mezi díro průměru 9 a hlavou imbusového šroubu M8:

$$M_{m8} = \frac{1}{2} \cdot d_{s8} \cdot F_{o\min} \cdot f_m = \frac{1}{2} \cdot 11 \cdot 7\,889 \cdot 0,15 = 6\,508 \text{ Nmm} \quad (4.86)$$

- Potřebný utahovací moment pro předpis na výkrese:

$$M_{u8} = M_{z8} + M_{m8} = 5\,540 + 6\,508 = 12\,048 \text{ Nmm} \approx 12 \text{ Nm} \quad (4.87)$$

- Minimální počet závitů:

$$z \geq \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{7\,889}{\pi \cdot 7,188 \cdot 0,767 \cdot 150} = 3,04 \quad (4.88)$$

- Délka závitové části šroubu:

$$h = z \cdot P = 4 \cdot 1,5 = 6 \text{ mm} \quad (4.89)$$

4.12 Otláčení klouzátko – vačka

$$p = \frac{F}{S} = \frac{25\,540}{1202} = 21,25 \text{ MPa} \leq p_D \quad (4.90)$$

Styková plocha odměřena v programu SolidWorks

4.13 Výpočet pružiny

Výpočet pružiny jsem provedl, z důvodu velkého počtu neznámých proměnných, pomocí programu *MITCALC*. Kde jsem jako vstupní parametry zadal:

Minimální a maximální pracovní sílu: rozsah 50 až 100 N

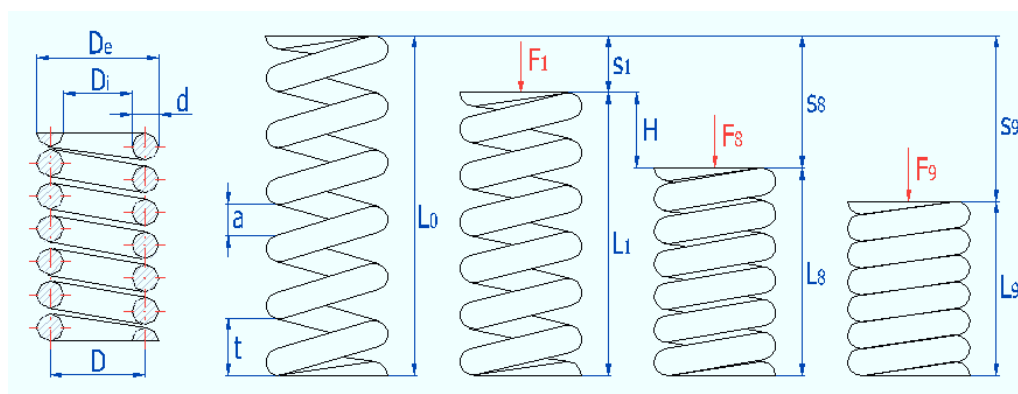
Vnější průměr pružiny (kvůli omezení zástavbou ve skříni): 38 mm

Pracovní zdvih: 21,8 mm (viz rovnice 4.10).

Výsledky spolu s korigovanými silami, které se při použití vypočtené pružiny jen nepatrně liší, viz tab. 4.1. Vypočtené hodnoty pro vyšší názornost lze zkombinovat s obr 4.6. Taktéž tabulka spolu s pracovním diagramem slouží pro výrobu pružiny.

Počet činných závitů	n	4
Smysl vinutí závitu	Pravý	
Povrchové zpracování	Kuličkované pružiny	
Tuhost pružiny [N/mm]	c	2,4
Hmotnost pružiny [kg]	m	0,025
Vnější průměr pružiny	D_e	36,69
Vnitřní průměr pružiny	D_i	31,69
Volná délka pružiny	L_0	63,38
Délka předpružené pružiny	L_1	43,11
Délka plně zatížené pružiny	L_8	21,29
Teoretická mezní délka pružiny	L_9	15
Minimální pracovní zatížení [N]	F_1	48,6
Maximální pracovní zatížení [N]	F_8	100,9
Teoretické mezní zatížení pružiny [N]	F_9	116
Materiál pružiny :		
Tažený patentovený drát z nelegované oceli 3.tř. ČSN 426450		
Průměr drátu	d	2,5

Tab. 4.1. Tabulka výsledků výpočtu pružiny



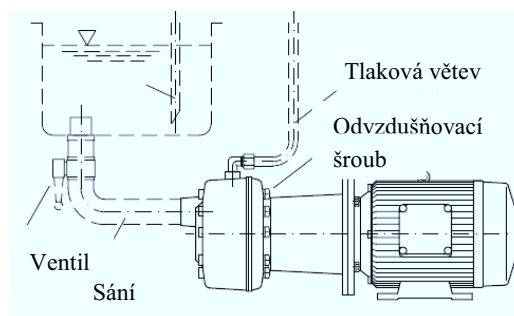
Obr 4.6 Pracovní diagram šroubové, tlačné pružiny

5 Návod na obsluhu:

5.1 Instalace:

Při instalaci mimo nádrž by měla tyto čerpadla být přednostně umístěna pod nebo níže než min. hladiny kapaliny, protože to zajišťuje, že dostatečné množství tekutiny může téct automaticky trvale směrem dolů přes vedení. Tím zajistíte, že čerpadlo je vždy naplněno tekutinou, a že žádný vzduch není vtažen do systému. Potrubí spojující čerpadlo a nádrž by měla být vybavena uzavíracím ventilem, který zjednoduší vyjmutí čerpadla pro údržbu bez nutnosti vypouštění nádrže.

Tekutina je obvykle dávkována do čerpadla přes dostatečně dimenzované přívodní potrubí a filtrační displej. Hladina kapaliny může v provozu klesnout pod čerpadlo na tak dlouho, dokud je obrazovka filtru je dostatečně ponořena v tekutině. Vlastní nádrž by měla být velmi vysoká, výsledná sací výška více než cca. 0,5 m. V sacím potrubí by měla být instalována zpětná klapka předcházející běhu čerpadla na prázdno během dlouhodobé doby klidu.



Obr. 5.1 Umístění čerpadla v obvodu

5.2 Uvedení do provozu, odvzdušnění:

Čerpadlo musí být odvzdušněno ještě před uvedením do provozu a po každém servisu tekutiny, aby se zabránilo problémům sání, a vzduch se dostane do hydraulického systému.

Čerpadla s motorem:

Povolte, ale neodstraňujte odvzdušňovací šroub v průběhu, nebo po plnění nádrže a nechte ji otevřenou, dokud kapalina bez bublinek vyjde. Utáhněte šroub a nechte běžet čerpadlo, nebo spínač čerpadla zapněte a vypněte několikrát v klidovém provozní režimu,

jestliže to okruhy dovolí. Dalším způsobem je nastavit hlavní redukčním ventil na nula barů, což umožní beztlaký oběh. Další případné vtažení vzduchu do systému by mělo být odstraněno provozem všech funkcí obvodů bez zatížení, dokud se všechny motory válců, atd. pohybují trvale a bez otálení. Další redukční ventil musí být nastaven na systémové požadavky (monitorováno tlakoměrem).

6 Závěr:

Při postupu návrhu (volby) je možno hydrodynamická čerpadla okamžitě vyřadit z vhodnosti pro danou úlohu, poněvadž nedosahují potřebného tlaku 500 bar (jen některé a to stěží dosáhnou tlaku kolem 150 bar), který by byl třeba. Jejich hlavní doménou jsou velmi velké jmenovité průtoky (i 3 000 l.min⁻¹) a doprava na velké vzdálenosti (vysoké výšky i přes 100 m). Z Bernoulliho rovnice se dá dokázat, že se to děje na úkor energie tlakové.

Co se týče rozsahu průtoku, je zadáný 30 l.min⁻¹, proto je možno volit z dříve popsaných hydrostatických mechanismů jakýkoli. Avšak z hlediska tlaků se výběr radikálně omezí a to na výhradní použití pístových hydrogenerátorů. Z důvodu menších rozměrů i obtížnosti výroby byla dána přednost radiálnímu, pístovému čerpadlu s vyřešením vyvození kmitavého pohybu pístů ve statoru s použitím excentru. Taktéž ho volím z důvodu kompaktnosti oproti plunžrovému s klikovým mechanismem, které by ještě připadlo v úvahu. Prozatím se bude jednat o kusovou výrobu, takže by ani nemělo smysl odlévat skříň pro klikový mechanismus, ale s tím že nebude přímo oddělen pracovní prostor s mechanickou částí čerpadla. Jestliže jsem se vyhnul použití klikového mechanismu, ať už s křížákem či bez něj, dosáhnul jsem snížení pohybujících se částí, což v konečném důsledku znamená dosažení menších setrvačných sil a s tím také zvýšení spolehlivosti.

Volba pohonu je jednoznačná. Pro tak vysoké tlaky a průtoky je zřejmé, že pohon ručně je neadekvátní. To samé se dá říci i o pohánění tlakovým vzduchem či jinými pohony podobného principu. Pohon čerpadla tedy bude strojní. Dle předešlého výpočtu volím šesti pólový asynchronní motor ($n = 1000 \text{ min}^{-1}$) o jmenovitém výkonu 30 kW, který bude přímo spojen mechanickou pružnou spojkou s hřídelí excentru bez použití převodovky, což opět sníží jak hmotnost, tak počet pohybujících se částí, ale také cenu a to podstatně. Z jiných pohonů se už dá uvažovat jen s hydromotorem či spalovacím motorem. Spalovací motor se používá převážně u mobilní techniky, má úloha je však řešená pro použití v provozu, to znamená ne nikde daleko od rozvodné sítě, takže elektromotor je z důvodu ceny a kompaktnosti jasnou volbou. Taktéž je vhodný pro nepravidelnou regulaci, kdy bude stačit pouze přepólovat motor, a dostaneme se na jiné vstupní otáčky pro excentr. S otáčkami můžeme jít však jen výše. Jestliže bychom snížili otáčky, zvýšil by

se následně krouticí moment, čímž přestane platit pevnostní výpočet a hrozí destrukce zařízení. Pomohli bychom jen životnosti ložisek.

Čerpadlo neobsahuje, ani nepotřebuje žádný stojan či podstavec, poněvadž je připevněno jen ke krytu elektromotoru.

Z důvodů použití jako pracovního media vody, se musí volit vhodné materiály, které budou odolávat korozi. Píst bude vyroben z nerezové duplexní oceli, která kombinuje vlastnosti austenitické a feritické oceli. Vedení pístu bude v elastomerové hmotě *MURLUBRIC*, která je samomazná takže nebude třeba přimazávat. Taktéž má velmi výborné kluzné vlastnosti. Je tedy dokonale hermeticky těsná a tudíž žádné průsaky do pracovního prostoru se nepředpokládají, což je z důvodu možného proniknutí oleje do pracovního prostoru žádané. Pracovní teplota bude do 40°C takže nehrozí, že se pouzdro, vyrobené z elastomeru *MURLUBRIC*, které má teplotu tavení 200°C roztaví. Vlastnosti tohoto materiálu viz příloha. Všechny ostatní materiály šroubení a ventilů je nutno vyhotovit z nerez, či galvanicky pozinkovaná klasická konstrukční ocel.

Vlivem stlačitelnosti kapaliny a případnému zpoždění ventilu se může stát, že skutečný průtok po uvedení čerpadla do provozu bude nižší, než je požadovaný. Proto se předpokládá, že se čerpadlo po výrobě prototypu odzkouší, a zjistí se skutečný průtok. Tento se pak uvede do specifikace čerpadla. Dále, pokud je to nezbytně nutné, se dá čerpadlo konstrukčně upravit tak, aby ztrátový průtok se dal částečně kompenzovat. Zaprvé je možno zvětšit excentricitu vačky, ale mnohem lepší je rozšířit průměr pístu a následně i odpovídající průměr pouzdra vedení. Úprava je však limitována výkonem elektromotoru. S předpokládanou účinností 0,9 zbývá necelý kilowatt, což zhruba odpovídá zvětšení průtoku o jeden decimetr krychlový za minutu.

7 Seznam použitých pramenů

- [1] BLÁHA, J. - BRADA, K. *Hydraulické stroje*. Praha, 1992, SNTL, 747 s. ISBN 80-03-00665-1
- [2] JANALÍK, J. *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje*. [elektronická skripta]. VŠB-TU Ostrava, 2008, 189 s, [cit. 2010-12-10]. Dostupné z: <URL: <http://www.338.vsb.cz/seznam.htm>>.
- [4] BLÁHA, J. - BRADA, K. *Čerpadla*. Praha, 1972, Vydavatelství ČVUT, 181 s.
- [5] MELICHAR, J. *Hydraulické a pneumatické stroje (část čerpadla)*. Praha, 2009, Vydavatelství ČVUT, 139 s. ISBN 978-80-01-04383-7
- [6] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy díl 1 (Kapaliny v hydraulických mechanismech, Hydraulické převody)*, VŠB-TU Ostrava, 2005, 154 s. ISBN 80-248-0857-9
- [7] PIVOŇKA, J. a kol.: *Tekutinové mechanismy*. Praha, 1987, SNTL, 623 s.
- [9] ŠTÁVA, P.: *Pístová čerpadla (poznámky k přednáškám)*. Ostrava VŠB-TUO, 118s.
- [10] PRAGER, R. *Oszillierende Verdrängerpumpen*. Sulzbach/Taunus, 1999, Verlag und Bildarchiv, 140 s. ISBN 3-929682-23-0
- [11] CERHA, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Ostrava: Technická univerzita v Liberci, 2010. 317 s. ISBN 80-7372-560-0
- [12] VARCHOLA, M. *Hydrostatické čerpadlá*. SVŠT Bratislava, 1988. 220 s.
- [13] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části spojovací*. VŠB-TU Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [13] SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. VŠB-TU Ostrava, 1990, 333 s. ISBN 80-7078-037-1

Internetové zdroje:

<http://www.338.vsb.cz>

<http://www.hydrowatt.com>

<http://www.wikipedie.org>

<http://www.engineeringtoolbox.com>

<http://www.eamos.cz>

8 Seznam příloh

Příloha č.1:

Graf 1: Určení velikosti excentricity jako funkce průměru pístu a otáček vačky (excentru)

Příloha č.2:

Graf 2: Kinematické poměry

Příloha č.3:

Vlastnosti vody z městských vodáren

Příloha č.4:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01: Sestava radiálního pístového čerpadla, součástí výkresu je také kusovník

Příloha č.5:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 01: Výrobní výkres hřídele

Příloha č.6:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 02: Výrobní výkres vačky (excentru)

Příloha č.7:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 03: Výrobní výkres pravého víka

Příloha č.8:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 04: Výrobní výkres levého víka

Příloha č.9:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 05: Výrobní výkres kluzátka

Příloha č.10:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 06: Výrobní výkres kolíku

Příloha č.11:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 07: Výrobní výkres pístu

Příloha č.12:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 08: Výrobní výkres pružiny

Příloha č.11:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 09: Výrobní výkres pouzdra

Příloha č.12:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 10: Výrobní výkres tělesa ventilu

Příloha č.13:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 11: Výrobní výkres kuličky

Příloha č.14:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 12: Výrobní výkres podložky

Příloha č.15:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 13: Výrobní výkres pojistného kroužku

Příloha č.16:

BAKPRO – SB3HYD01 – GLI011 – 01 – 14: Výrobní výkres zátky G 1 1/4"